

This Page Is Inserted by IFW Operations
and is not a part of the Official Record

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images may include (but are not limited to):

- BLACK BORDERS
- TEXT CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- FADED TEXT
- ILLEGIBLE TEXT
- SKEWED/SLANTED IMAGES
- COLORED PHOTOS
- BLACK OR VERY BLACK AND WHITE DARK PHOTOS
- GRAY SCALE DOCUMENTS

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

**As rescanning documents *will not* correct images,
please do not report the images to the
Image Problem Mailbox.**

50395-260
OGATA, et al.
March 10, 2004

日 本 国 特 許 庁
JAPAN PATENT OFFICE

McDermott, Will & Emery

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office.

出 願 年 月 日 2 0 0 4 年 1 月 3 0 日
Date of Application:

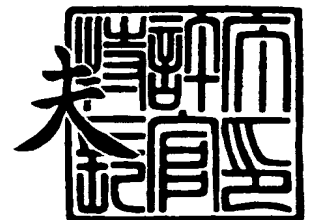
出 願 番 号 特 願 2 0 0 4 - 0 2 4 2 0 0
Application Number:
[ST. 10/C]: [J P 2 0 0 4 - 0 2 4 2 0 0]

出 願 人 住 友 電 工 焼 結 合 金 株 式 有 限 公 司
Applicant(s):

2 0 0 4 年 2 月 1 3 日

特許庁長官
Commissioner,
Japan Patent Office

今 井 康 夫



出証番号 出証特 2 0 0 4 - 3 0 0 9 1 5 4

【書類名】 特許願
【整理番号】 103I0383
【提出日】 平成16年 1月30日
【あて先】 特許庁長官 殿
【国際特許分類】 F04C 2/10
【発明者】
 【住所又は居所】 伊丹市昆陽北一丁目 1 番 1 号 住友電工焼結合金株式会社内
 【氏名】 緒方 大介
【発明者】
 【住所又は居所】 伊丹市昆陽北一丁目 1 番 1 号 住友電工焼結合金株式会社内
 【氏名】 乾 直樹
【発明者】
 【住所又は居所】 伊丹市昆陽北一丁目 1 番 1 号 住友電工焼結合金株式会社内
 【氏名】 有永 真也
【発明者】
 【住所又は居所】 伊丹市昆陽北一丁目 1 番 1 号 住友電工焼結合金株式会社内
 【氏名】 佐々木 陽充
【特許出願人】
 【識別番号】 593016411
 【氏名又は名称】 住友電工焼結合金株式会社
 【代表者】 井内 武
【代理人】
 【識別番号】 100074206
 【住所又は居所】 大阪府大阪市中心区日本橋 1 丁目 1 8 番 1 2 号 鎌田特許事務所
 【弁理士】
 【氏名又は名称】 鎌田 文二
 【電話番号】 06-6631-0021
【選任した代理人】
 【識別番号】 100084858
 【弁理士】
 【氏名又は名称】 東尾 正博
【選任した代理人】
 【識別番号】 100087538
 【弁理士】
 【氏名又は名称】 鳥居 和久
【先の出願に基づく優先権主張】
 【出願番号】 特願2003- 83028
 【出願日】 平成15年 3月25日
【先の出願に基づく優先権主張】
 【出願番号】 特願2003-129339
 【出願日】 平成15年 5月 7日
【手数料の表示】
 【予納台帳番号】 009025
 【納付金額】 21,000円
【提出物件の目録】
 【物件名】 特許請求の範囲 1
 【物件名】 明細書 1
 【物件名】 図面 1
 【物件名】 要約書 1
 【包括委任状番号】 0312608

【書類名】 特許請求の範囲**【請求項 1】**

歯先がなめらかな曲線で作られた形状、歯溝がハイポサイクロイド形状をなすインナーロータを備えた内接歯車式ポンプにおいて、インナーロータの中心をアウターロータの中心周りに、直径 $(2e + t)$ の円を描いて公転させ、インナーロータ中心がその円を 1 周公転する間にインナーロータを $1/n$ 回自転させ、こうして作られるインナーロータ歯形曲線群の包絡線をアウターロータの歯形となした内接歯車式ポンプ。

ここに、 e ：インナーロータの中心とアウターロータの中心の偏心量

t ：アウターロータとそれに押し付けたインナーロータとの間のロータ間隙間の最大値

n ：インナーロータの歯数

上記の e 、 t 、 n の定義は以下にも適用する。

【請求項 2】

インナーロータの歯先を作るなめらかな曲線がエピサイクロイド曲線である請求項 1 に記載の内接歯車式ポンプ。

【請求項 3】

インナーロータの歯先を作るなめらかな曲線が、長軸を水平にした楕円の上半分の主要部を構成する曲線である請求項 1 に記載の内接歯車式ポンプ。

【請求項 4】

歯先が滑らかな曲線で作られた形状、歯溝がハイポサイクロイド形状のインナーロータを備える内接歯車式ポンプにおいて、

1) 仮インナーロータの中心を仮アウターロータの中心周りに、直径 $(2e + t)$ の円を描いて公転させ、仮インナーロータ中心がその円を 1 周公転する間に仮インナーロータを $1/n$ 回自転させ、こうして作られる仮インナーロータ歯形曲線群の包絡線で仮アウターロータの歯形を作り、

2) 仮インナーロータの歯形と仮アウターロータの歯形とで、仮インナーロータの歯先において始点を歯先の先端とするポンプ室の閉じ込めに必要なインナーロータの歯面の終端位置を決定し、

3) さらに、仮アウターロータとの歯の噛み合い点を決定し、前記終端位置と歯の噛み合い点の間の歯面を元の歯先形状を形成する曲線よりも内側に配置して歯面位置を修正した形状をインナーロータの歯先の歯形とし、

4) 歯先の歯形決定後のインナーロータの中心をアウターロータの中心周りに、直径 $(2e + t)$ の円を描いて公転させ、インナーロータ中心がその円を 1 周公転する間にインナーロータを $1/n$ 回自転させ、こうして作られるインナーロータ歯形曲線群の包絡線をアウターロータの歯形となした内接歯車式ポンプ。

【請求項 5】

インナーロータの歯先を作るなめらかな曲線がエピサイクロイド曲線である請求項 4 に記載の内接歯車式ポンプ。

【請求項 6】

インナーロータの歯先を作るなめらかな曲線が、長軸を水平にした楕円の上半分の主要部を構成する曲線である請求項 4 に記載の内接歯車式ポンプ。

【書類名】明細書

【発明の名称】内接歯車式ポンプ

【技術分野】

【0001】

この発明は、歯先がなめらかな曲線で作られた形状、歯溝がハイポサイクロイド形状のインナーロータを採用し、使用時の騒音が低減された内接歯車式ポンプに関する。

【背景技術】

【0002】

騒音低減、機械効率及び寿命向上を図った内接歯車式ポンプとして、下記特許文献1に示されるものが知られている。

【特許文献1】特表平11-811935号公報

【0003】

この特許文献1に記載された内接歯車式ポンプは、図11に示すように、歯先をエピサイクロイド形状、歯溝をハイポサイクロイド形状となしたインナーロータ（歯形を点線で示す）と、歯先をハイポサイクロイド形状、歯溝をエピサイクロイド形状となしたアウターロータ（歯形を実線で示す）を組み合わせている。アウターロータの歯溝のエピサイクロイド形状 $f h 1$ はピッチ円 P に外接してその円 P 上を $z O$ 点を起点にして滑らずに転がる第1生成円 $r e 1$ の一点の軌跡で形成され、インナーロータの歯先のエピサイクロイド形状 $f h 2$ はピッチ円 P に外接してその円 P 上を $z O'$ 点を起点にして滑らずに転がる第2生成円 $r e 2$ の一点の軌跡で形成されている。また、アウターロータの歯先のハイポサイクロイド形状 $f r 1$ はピッチ円 P に内接してその円 P 上を $z O$ 点を起点にして滑らずに転がる第3生成円 $r h 1$ の一点の軌跡で形成され、インナーロータの歯溝のハイポサイクロイド形状 $f r 2$ はピッチ円 P に内接してその円 P 上を $z O'$ 点を起点にして滑らずに転がる第4生成円 $r h 2$ の一点の軌跡で形成されている。さらに、各生成円 $r e 1$ 、 $r e 2$ 、 $r h 1$ 、 $r h 2$ の半径はそれぞれ異なり、アウターロータの歯先とこれに対向するインナーロータの歯溝との間の隙間 $C R$ は第3、第4生成円 $r h 1$ 、 $r h 2$ の直径差に等しく、アウターロータの歯溝とこれに対向するインナーロータの歯先との間の隙間 $C R'$ は第1、第2生成円 $r e 1$ 、 $r e 2$ の直径差に等しく、偏心量 e でアウターロータとインナーロータの噛み合いが最も深くなる位置での両ロータ間の隙間と、噛み合いが最も浅くなる位置でのロータ間の隙間が略等しくなっている。

【0004】

内接歯車式ポンプはロータの円滑な回転のためにアウターロータとインナーロータ間に隙間を設ける必要がある。上記特許文献1のポンプは、その隙間を、第1生成円 $r e 1$ と第2生成円 $r e 2$ の直径、及び第3生成円 $r h 1$ と第4生成円 $r h 2$ の直径にそれぞれ差をつけて生じさせているが、この特許文献1の内接歯車式ポンプは、噛合部においてインナーロータをアウターロータに押しつけた状態でのインナーロータとアウターロータの各歯の歯先間最小隙間（以下ロータ間隙間と云う）が、噛合部の隙間ゼロから急に大きくなり、それが作動時の騒音の原因になっていることを見いだした。

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0005】

そこで、この発明は、ロータ間隙間の急変を無くして、騒音をより小さくされた内接歯車式ポンプを提供することを課題としている。

【課題を解決するための手段】

【0006】

上記の課題を解決するため、この発明においては、歯先がなめらかな曲線で作られた形状、歯溝がハイポサイクロイド形状をなすインナーロータを備えた内接歯車式ポンプにおいて、インナーロータの中心をアウターロータの中心周りに、直径 $(2e + t)$ の円を描いて公転させ、インナーロータ中心がその円を1周公転する間にインナーロータを $1/n$ 回自転させ、こうして作られるインナーロータ歯形曲線群の包絡線をアウターロータの歯

形となした内接歯車式ポンプを提供する。

ここに、 e ：インナーロータの中心とアウターロータの中心の偏心量

t ：アウターロータとそれに押し付けたインナーロータとの間のロータ間隙間の最大値

n ：インナーロータの歯数

【0007】

インナーロータの歯先を作るなめらかな曲線として、例えば、エピサイクロイド曲線や長軸を水平にした楕円の上半分の主要部を構成する曲線としてもよい。

【0008】

また、この発明は、本発明のひとつの様相として、歯先が滑らかな曲線で作られた形状、歯溝がハイポサイクロイド形状のインナーロータを備える内接歯車式ポンプにおいて、

1) 仮インナーロータの中心を仮アウターロータの中心周りに、直径 $(2e + t)$ の円を描いて公転させ、仮インナーロータ中心がその円を1周公転する間に仮インナーロータを $1/n$ 回自転させ、こうして作られる仮インナーロータの歯形曲線群の包絡線で仮アウターロータの歯形を作り、

2) 仮インナーロータの歯形と仮アウターロータの歯形とで、仮インナーロータの歯先において始点を歯先の先端とするポンプ室の閉じ込めに必要なインナーロータの歯面の終端位置を決定し、

3) さらに、仮アウターロータとの歯の噛み合い点を決定し、上記の終端位置と歯の噛み合い点の間の歯面を元の歯先形状を形成する曲線よりも内側に配置して歯面位置を修正した形状をインナーロータの歯先の歯形とし、

4) 歯先の歯形決定後のインナーロータの中心をアウターロータの中心周りに、直径 $(2e + t)$ の円を描いて公転させ、インナーロータ中心がその円を1周公転する間にインナーロータを $1/n$ 回自転させ、こうして作られるインナーロータ歯形曲線群の包絡線をアウターロータの歯形となした内接歯車式ポンプを提供する。

ここで云う歯の噛み合い点とは、インナーロータがアウターロータを回転させる際に回転力を伝えるためにアウターロータに接触するインナーロータ歯面のインナーロータ歯先に最も近い点を云う。

この場合の e 、 t 、 n の定義は、先に述べた内接歯車式ポンプと同じであり、この定義は以下にも適用する。

【0009】

この内接歯車式ポンプも、インナーロータの歯先を作るなめらかな曲線として、例えば、エピサイクロイド曲線や長軸を水平にした楕円の上半分の主要部を構成する曲線としてもよい。

【発明の効果】

【0010】

上述したように、インナーロータを直径 $(2e + t)$ の円に沿って公転させながら1公転当たりに $1/n$ 回自転させて作られるインナーロータ歯形曲線群の包絡線をアウターロータの歯形となすと、ロータ間隙間がゼロからアウターロータ歯先とインナーロータ歯先の先端間の最大隙間になるまでの間に序々に大きくなるので、回転に伴うインナーロータとアウターロータ間の相対移動量が小さく、ロータの回転が滑らかになり、回転中の振動が抑制されて騒音が従来品に比べて小さくなる。また、発生する振動が小さくなるため、ポンプの寿命も向上する。

【0011】

仮インナーロータの歯形の包絡線で仮アウターロータの歯形を作り、その後、仮インナーロータの歯形と仮アウターロータの歯形からインナーロータの歯面の修正位置を決定し、その位置の歯面を修正したインナーロータを用いて上記と同じ方法でアウターロータの歯形を作るものは、インナーロータとアウターロータの歯がポンプの使用中に非噛合部において衝突する事態も抑制され、騒音がより小さくなる。

【発明を実施するための最良の形態】

【0012】

以下、この発明の実施の形態を図1乃至図3に基づいて説明する。図1に示すように、この内接歯車式ポンプ10は、歯数が n のインナーロータ1と、歯数が $(n+1)$ のアウトロータ2と、両ロータを収納するポンプケース（ハウジング）3とで構成されている。ポンプケース3には吸入口4と吐出口5が設けられている。

【0013】

このポンプ10は、インナーロータ1が回転駆動され、アウトロータ2は従動回転する。インナーロータ1の回転中心は O_i 、アウトロータ2の回転中心は O_o であり、 O_o は O_i に対して e 偏心している。

【0014】

インナーロータ1の歯形は、図11で述べた形状、すなわち、歯先がピッチ円 P に外接してそのピッチ円上を転がる生成円 r_e2 の一点の軌跡で形成されてエピサイクロイド形状をなし、歯溝はピッチ円 P に内接してそのピッチ円上を転がる生成円 r_h2 の一点の軌跡で形成されてハイポサイクロイド形状をなしている。

【0015】

一方、アウトロータ2の歯形は、図2、図3のようにして定められたものになっている。図2に示すように、インナーロータ1の中心 O_i をアウトロータ2の中心 O_o 周りに直径 $(2e+t)$ の円 S を描いて公転させる。 t はアウトロータ2とそのアウトロータ2に押し付けたインナーロータ1との間にできるロータ間隙間の最大値とする。

【0016】

また、インナーロータ1の中心 O_i が上記の円 S を1周する間にインナーロータ1を $1/n$ 回 $(360^\circ/n)$ 自転させる。図2の一点鎖線は、インナーロータ1の中心 O_i がアウトロータ中心 O_o 周りに角度 θ 公転して O_i' 点に移り、この間にインナーロータ1が θ/n° 自転した位置でのインナーロータの歯形曲線を示している。この歯形曲線は、図3に示すように自転を伴う公転の各位置に表われ、この歯形曲線群の包絡線6をアウトロータ2の歯形となしている。

【0017】

図4に、図11の方法で形成された従来のアウトロータの歯形と、図2、図3で説明したインナーロータの歯形曲線群の包絡線による本発明の歯形の相違を拡大して示す。図の点線は従来の歯形、実線はこの発明のポンプの歯形であり、歯先と歯溝の境界部付近に明らかな形状の相違が見られる。

【0018】

図5A、図5Bに、下記の諸元のインナーロータ1とアウトロータ2を組合わせたこの発明のポンプのロータ間隙間の変化状況を示す。

インナーロータ 歯数: 10枚

ピッチ円形: $\phi 62.00$ (単位mm、以下も同じ)

エピサイクロイド生成円形: $\phi 3.10$

ハイポサイクロイド生成円形: $\phi 3.10$

アウトロータ 歯数: 11枚

ロータ中心の偏心量: 3.10

ロータ間隙間の最大値: 0.12

【0019】

また、図6A、図6Bに、図11の方法で形成された従来歯形の下記諸元のポンプのロータ間隙間の変化状況を示す。

インナーロータ 歯数: 10枚

ピッチ円形: $\phi 62.00$ (単位mm、以下も同じ)

エピサイクロイド生成円形: $\phi 3.10$

ハイポサイクロイド生成円形: $\phi 3.10$

アウトロータ 歯数: 11枚

ピッチ円形: $\phi 68.20$

エピサイクロイド生成円形: $\phi 3.04$

ハイポサイクロイド生成円形: $\phi 3.16$

ロータ中心の偏心量: 3.10

【0020】

図5A、図6Aは、ロータ間隙間0の位置がインナーロータ1の歯先の先端とアウターロータ2の歯溝の底部とに一致する場合の例を、また、図5B、図6Bは、ロータ間隙間0の位置がインナーロータ1の歯溝の底部とアウターロータ2の歯先の先端とに一致する場合の例を各々示している。

【0021】

従来歯形の場合、図6Aにおけるロータ間隙間は、 $0 \rightarrow 0.114 \rightarrow 0.118 \rightarrow 0.118 \rightarrow 0.120 \rightarrow 0.120$ (単位は全てmm、以下も同じ) の順に変化している。また、図6Bにおける隙間は、 $0 \rightarrow 0.105 \rightarrow 0.116 \rightarrow 0.117 \rightarrow 0.120 \rightarrow 0.120$ の順に変化しており、どちらにしてもロータ間隙間が0から急に大きくなっている。

【0022】

これに対し、発明品は、図5Aの場合にはロータ間隙間が $0 \rightarrow 0.045 \rightarrow 0.075 \rightarrow 0.099 \rightarrow 0.115 \rightarrow 0.120$ の順に、また、図5Bの場合には、 $0 \rightarrow 0.029 \rightarrow 0.060 \rightarrow 0.088 \rightarrow 0.108 \rightarrow 0.118$ の順にそれぞれ変化し、共にロータ間隙間の変化が緩やかである。

【0023】

図7A～図10Bに、この発明のポンプと従来ポンプの比較を行うために調査したロータ回転中のポンプケースの振動波形を示す。図7A、図8A、図9A、図10Aは本発明品、図7B、図8B、図9B、図10Bは従来品の波形を表わしている。比較試験に利用したポンプは歯数10のインナーロータ1と歯数11のアウターロータ2を組合わせた図5、図6のポンプである。

【0024】

図7A、図7Bは、油温: 40℃、吐出圧: 0.3MPa、回転数: 3000rpmでの測定結果、

図8A、図8Bは、油温: 40℃、吐出圧: 0.4MPa、回転数: 3000rpmでの測定結果、

図9A、図9Bは、油温: 100℃、吐出圧: 0.3MPa、回転数: 3000rpmでの測定結果、

図10A、図10Bは、油温: 100℃、吐出圧: 0.4MPa、回転数: 3000rpmでの測定結果であり、いずれの条件でも本発明歯形を有するこの発明のポンプの方が振動は小さい。振動が小さいほど騒音は小さく、また、振動が小さければポンプの寿命も延びる。

【0025】

次に、上記の構成によれば、ロータ間隙間の急変がなくなってその隙間の急変に起因した騒音が抑制されるが、ロータ間隙間がゼロからインナーロータの歯先の先端とアウターロータの歯先の先端で作る歯先先端間隙間が最大隙間になるまでの間に徐々に大きくなるため、非噛合部、中でもロータ間隙間が小さい箇所でインナーロータとアウターロータの歯が回転中に衝突し、それが新たな騒音発生源となることが懸念される。

【0026】

そこで、非噛合部での歯の衝突 (以下では当たりと言う) に起因した騒音の抑制策も併せて提供する。その抑制策は、インナーロータの歯形がサイクロイド形状でない場合にも有効である。

【0027】

以下に、非噛合部での歯の当たりの抑制策について、具体例を挙げて説明する。

【0028】

図12に、インナーロータ1の歯形を示す。この歯形は、歯先7が楕円曲線の上約半分

(長軸を水平にしたときの約半分)で、歯溝 8 が ϕA のピッチ円 (基礎円) P に内接して滑らずに転がる ϕB の生成円 (内転円) r_h によって創成されるハイポサイクロイド曲線で各々構成されている。なお、歯先 7 の楕円曲線の上約半分で構成される部分は中心対称形状をなし、一端がピッチ円 P 上の C 点で歯溝 8 の曲線の終端に、他端がピッチ円 P 上の D 点で歯溝 8 の曲線の始端に各々連なっている。

【0029】

インナーロータ 1 の歯形として、図 12 の如き歯形を採用する場合には、図 2、図 3 で述べたように、インナーロータの中心をアウターロータの中心回りに、直径 $(2e + t)$ の円を描いて公転させ、インナーロータ中心がその円を 1 周公転する間にインナーロータを $1/n$ 回自転させ、このようにして作られるインナーロータの歯形曲線群の包絡線をアウターロータの歯形となすと、ロータ間隙間がゼロからインナーロータの歯先の先端とアウターロータの歯先の先端で作る歯先先端間隙間が最大隙間になるまでの途中の非噛合部におけるロータ間隙間を本来の歯先先端間最大隙間よりもわずかながら広げることができる。

【0030】

そのために、ロータ間隙間の急変による騒音が抑制され、かつ途中の非噛合部においては、ロータ間隙間が大きくなったことによってインナーロータとアウターロータの歯の当たりが抑制できる。しかし、アウターロータは、ポンプケースとの間に摺動隙間があるので回転中に中心の振れが生じ易い。その振れが非噛合部におけるロータ間隙間よりも大きいと、ロータ同士の歯の当たりを抑制しきれない。

【0031】

この歯の当たりを更に回避するために、図 13 に示すように、ポンプ室の閉じ込めに必要な歯面 7a の終端位置 F から歯の噛み合い点 G までの歯面 7c を、図に実線で示す位置、即ち、一点鎖線で示す元の楕円曲線よりも内側に位置させ、この位置修正後の形状をインナーロータの歯形とする。図中 E は歯先先端、 G 、 D は、アウターロータとの噛み合いに必要な歯面 7b の始端と終端である。なお、位置修正後の歯面 7c は、元の楕円曲線よりも半径の大きな R 面になっているが、図示の R 面に限定されない。

【0032】

インナーロータの歯形の修正と、その歯形の修正を行ったインナーロータと組み合わせて使用するアウターロータの歯形は、以下のようにして設定する。

【0033】

先ず始めに、仮インナーロータの歯形曲線群の包絡線で仮アウターロータの歯形を作る。

【0034】

仮の歯形を定めた仮インナーロータを仮アウターロータの中心周りに、直径 $(2e + t)$ の円を描いて公転させ、仮インナーロータ中心がその円を 1 周公転する間に仮インナーロータを $1/n$ 回自転させ、こうして作られる仮インナーロータ歯形曲線群の包絡線を仮アウターロータの歯形となす。

【0035】

次に、仮インナーロータの歯形と仮アウターロータの歯形とでポンプ室の閉じ込めに必要なインナーロータの歯面 7a の終端位置 (図 12 ~ 図 14 の F) を決定する。

【0036】

次いで、上記の終端位置から歯の噛み合い点 (図 12 ~ 図 14 の G) までの歯面 7c を元の歯先形状を形成する曲線よりも内側に配置して歯面位置を修正し、修正後の形状をインナーロータの歯先の歯形とする。

【0037】

その後、歯先の歯形決定後のインナーロータの中心をアウターロータの中心周りに、直径 $(2e + t)$ の円を描いて公転させ、インナーロータ中心がその円を 1 周公転する間にインナーロータを $1/n$ 回自転させ、こうして作られるインナーロータ歯形曲線群の包絡

線をアウターロータの歯形となす。

【0038】

この歯面 7c の位置の修正は、ロータの回転方向前方または回転方向後方の少なくともどちらか一方について行う。図 14 は、回転方向前方、回転方向後方の双方について行った場合を示す。

【0039】

なお、ポンプ室の閉じ込めに必要な歯面 7a の終端位置 F は、ポンプ室をどこで吸入ポートと吐出ポートから切り離すかによってその位置が変動する。ポンプ室は最大容積となった位置で吸入ポートと吐出ポートから切り離す場合と、容積が最大の位置から縮小し始めたところで吸入ポートと吐出ポートから切り離す場合とがあり、後者の場合には歯面 7a の領域が前者の場合よりも狭くなる。

【0040】

図 15A、図 15B に、インナーロータの歯形修正を行っていないポンプのロータ間隙間の変化状況を、図 16A、図 16B にインナーロータの歯形修正を行ったポンプのロータ間隙間の変化状況をそれぞれ示す。

【0041】

この変化状況の測定に用いたインナーロータ、アウターロータの諸元を以下に示す。

インナーロータ 歯数：10 枚

歯先径： $\phi 68.20$

ピッチ円径： $\phi 62.00$

歯先楕円： 4.17655 （短径/2） $\times 4.91633$ （長径/2）

歯溝のハイポサイクロイド生成円形： $\phi 3.10$

修正歯面の R 半径： $R 5.3$

アウターロータ 歯数：11 枚

ロータ中心の偏心量： 3.10

ロータ間隙間の最大値： 0.12

【0042】

図 15A、図 16A は、ロータ間隙間ゼロの位置がインナーロータの歯先の先端とアウターロータの歯溝の底部とに一致する場合の例を、また、図 15B、図 16B は、ロータ間隙間ゼロの位置がインナーロータの歯溝の底部とアウターロータの歯先の先端とに一致する場合の例を各々示している。

【0043】

歯形を修正する前の図 15A におけるロータ間隙間は、 $0 \rightarrow 0.013 \rightarrow 0.106 \rightarrow 0.148 \rightarrow 0.136 \rightarrow 0.122 \rightarrow 0.120$ の順に変化している。また、図 15B におけるロータ間隙間は、 $0 \rightarrow 0.052 \rightarrow 0.137 \rightarrow 0.144 \rightarrow 0.128 \rightarrow 0.120$ の順に変化している。

【0044】

これに対し、歯形修正品は、図 16A におけるロータ間隙間が、 $0 \rightarrow 0.013 \rightarrow 0.114 \rightarrow 0.238 \rightarrow 0.210 \rightarrow 0.120 \rightarrow 0.120$ の順に変化し、また、図 16B におけるロータ間隙間は、 $0 \rightarrow 0.050 \rightarrow 0.194 \rightarrow 0.239 \rightarrow 0.163 \rightarrow 0.121$ の順に変化している。これから分かるように、噛合部での隙間と歯先先端間最大隙間部でのロータ間隙間には図 15A、図 15B の隙間と比べてさほど大きな差はないが、それ以外の位置でのロータ間隙間は図 15A、図 15B の場合よりも相当大きくなっており、隙間ゼロの位置からの非噛合部でのロータ間隙間の急増（それによる騒音の発生）を防止して非噛合部での歯の当たり（それによる騒音の発生）も抑制することができる。

【0045】

なお、この実施例ではインナーロータの歯先を楕円曲線の上約半分の曲線で構成したが、この形状に限られず、エピサイクロイド曲線、トロコイド曲線、スプライン曲線等、な

めらかな曲線形状であればよい。

【産業上の利用可能性】

【0046】

内接歯車式ポンプは、プランジャポンプなどに比べると元々騒音が小さい。この発明の内接歯車式ポンプは、その騒音がさらに低減されるので、静粛性を要求される用途、例えば自動車などに搭載されるオイルポンプなどとして好適に利用することができる。

【図面の簡単な説明】

【0047】

【図1】 この発明のポンプの実施形態をカバーを外した状態にして示す図

【図2】 インナーロータを自転させながら公転させたときの歯形変位を示す図

【図3】 インナーロータ歯形曲線群の包絡線で形成されるアウターロータの歯形を示す図

【図4】 この発明におけるアウターロータの歯形と従来歯形の違いを示す拡大図

【図5A】 本発明歯形品のロータ間隙間の変化状態の一例を示す図

【図5B】 本発明歯形品のロータ間隙間の変化状態の他の例を示す図

【図6A】 従来技術歯形品のロータ間隙間の変化状態の一例を示す図

【図6B】 従来技術歯形品のロータ間隙間の変化状態の他の例を示す図

【図7A】 本発明歯形品のある条件におけるロータ回転中のポンプケースの振動波形を示す図

【図7B】 比較のために従来技術歯形品の図7Aと同一条件での振動波形を示す図

【図8A】 本発明歯形品の別の条件におけるロータ回転中のポンプケースの振動波形を示す図

【図8B】 比較のために従来技術歯形品の図8Aと同一条件での振動波形を示す図

【図9A】 本発明歯形品の更に別の条件におけるロータ回転中のポンプケースの振動波形を示す図

【図9B】 比較のために従来技術歯形品の図9Aと同一条件での振動波形を示す図

【図10A】 本発明歯形品の更に別の条件におけるロータ回転中のポンプケースの振動波形を示す図

【図10B】 比較のために従来技術歯形品の図10Aと同一条件での振動波形を示す図

【図11】 従来品の歯形形成法を示す図

【図12】 楕円曲線の上約半分の形状の歯先を有する歯面修正前のインナーロータ歯形を示す図

【図13】 楕円曲線の上約半分の形状の歯先を有する歯面修正後のインナーロータ歯形を示す図

【図14】 ロータ回転方向前後の両方で歯面修正を行ったインナーロータ歯形を示す図

【図15A】 歯面修正前のロータ間隙間の変化状態の一例を示す図

【図15B】 歯面修正前のロータ間隙間の変化状態の他の例を示す図

【図16A】 歯面修正後のロータ間隙間の変化状態の一例を示す図

【図16B】 歯面修正後のロータ間隙間の変化状態の他の例を示す図

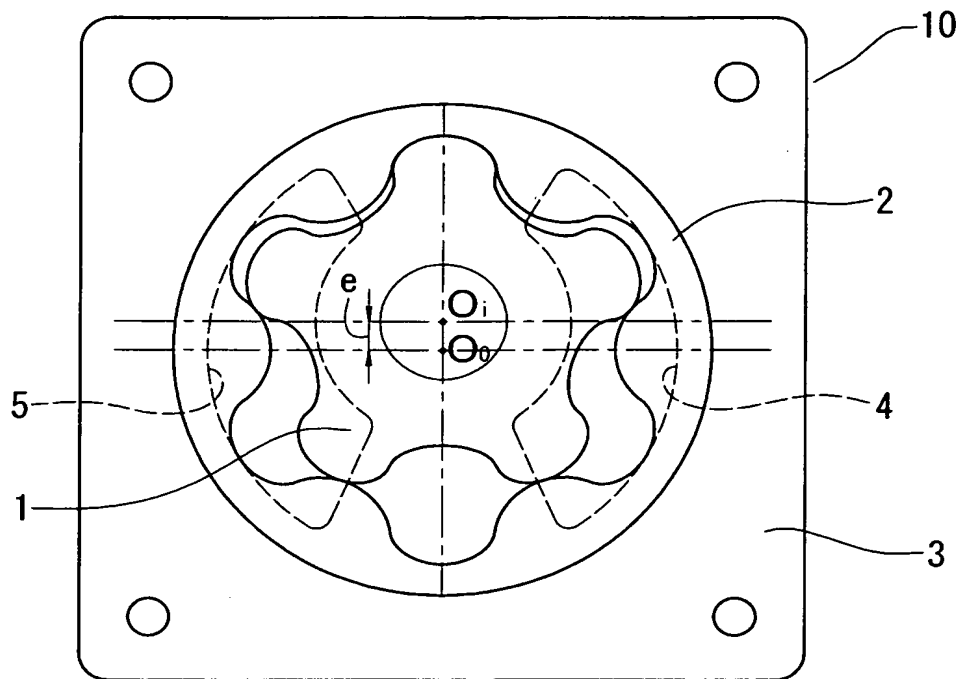
【符号の説明】

【0048】

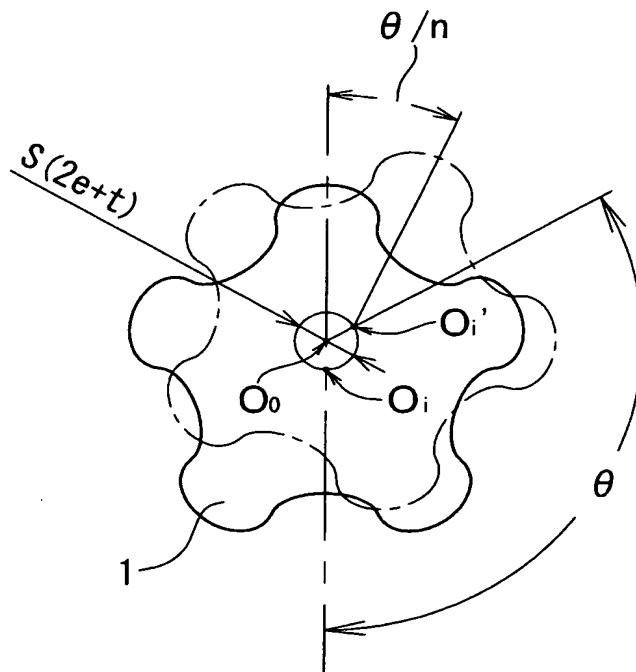
- 1 インナーロータ
- 2 アウターロータ
- 3 ポンプケース
- 4 吸入口
- 5 吐出口
- 6 包絡線
- 7 インナーロータ歯先

- 7 a ポンプ室の閉じ込めに必要な領域の歯面
- 7 b 噛み合いに必要な領域の歯面
- 7 c 位置修正後の歯面
- 8 インナーロータ歯溝
- O i インナーロータ中心
- O o アウターロータ中心
- e インナーロータ中心とアウターロータ中心の偏心量
- S インナーロータ中心の公転円

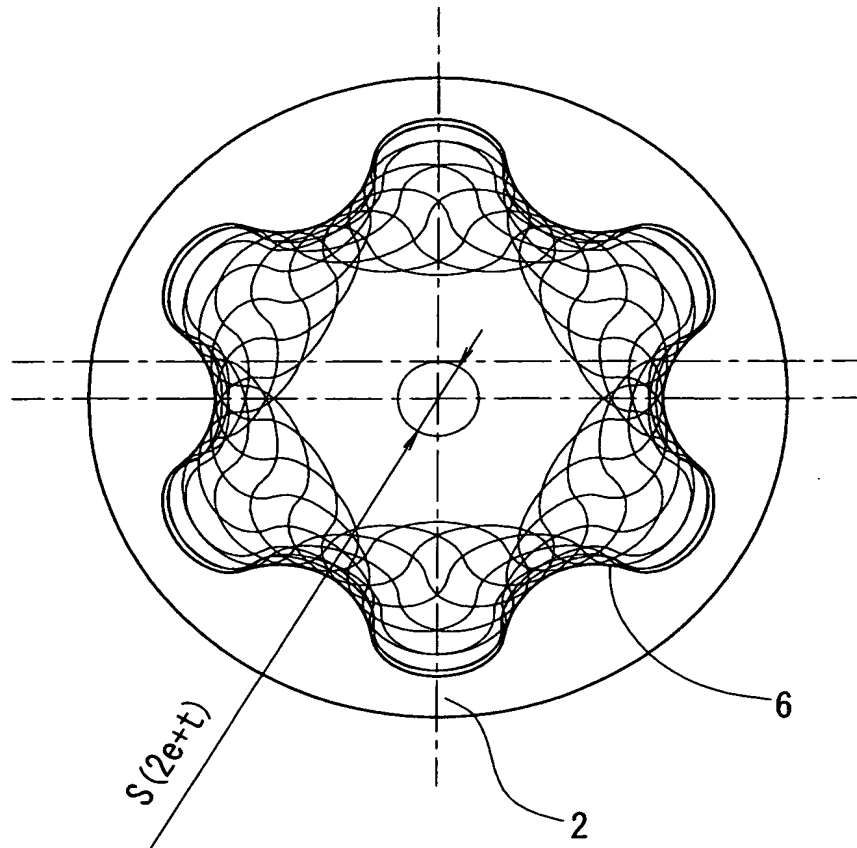
【書類名】 図面
【図 1】



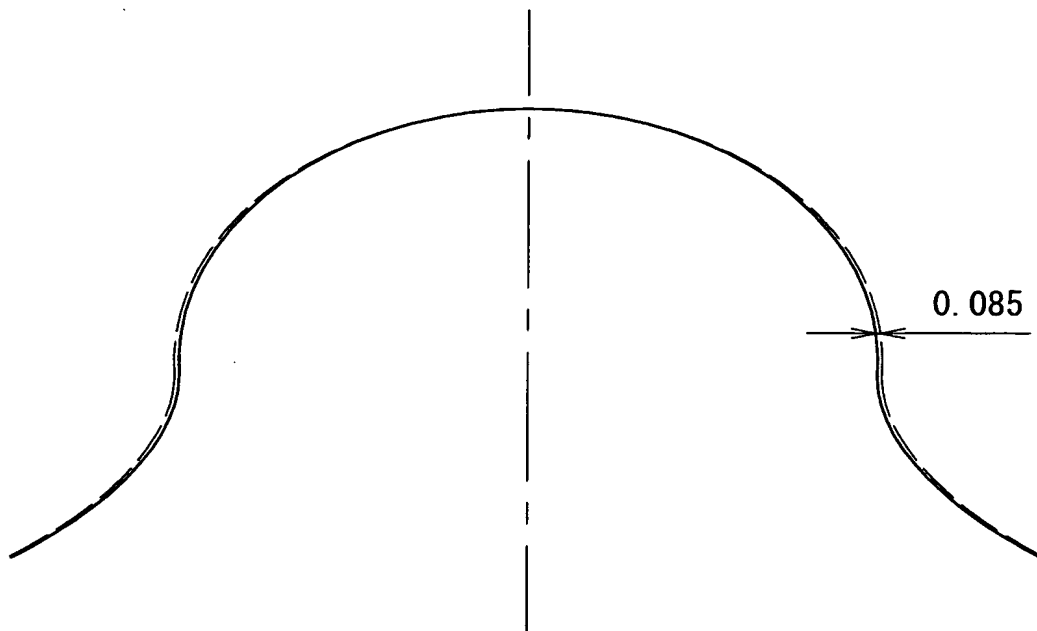
【図 2】



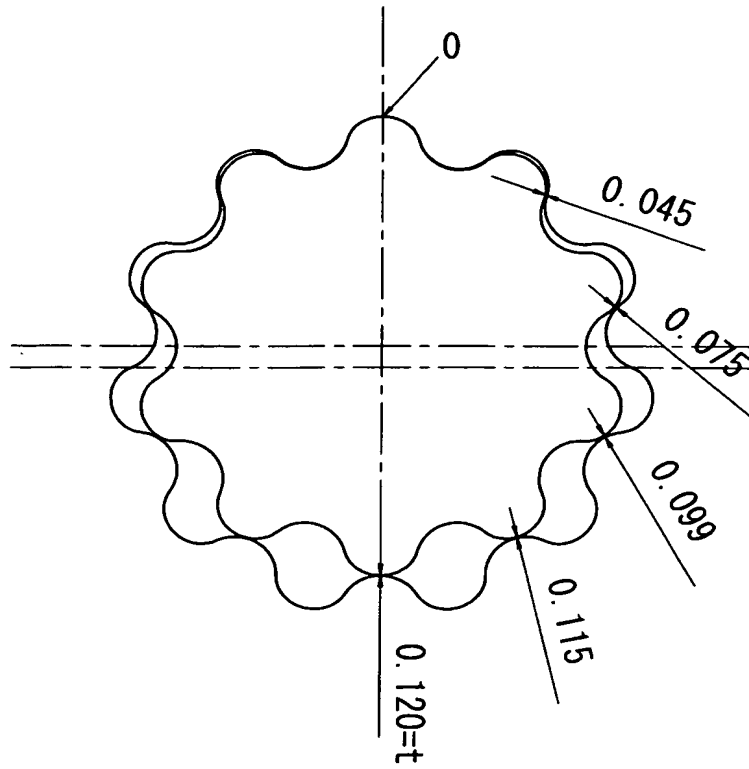
【図 3】



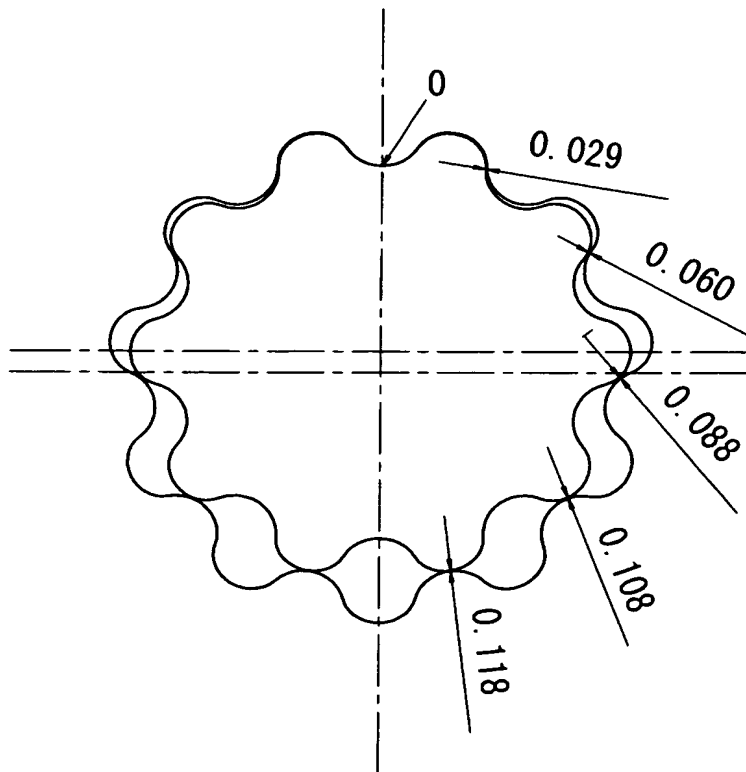
【図 4】



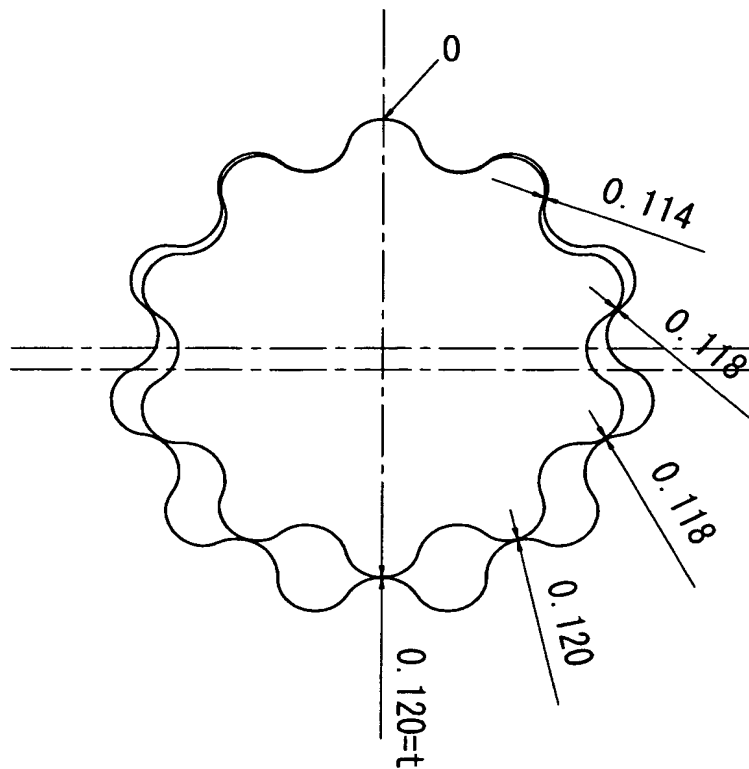
【図 5 A】



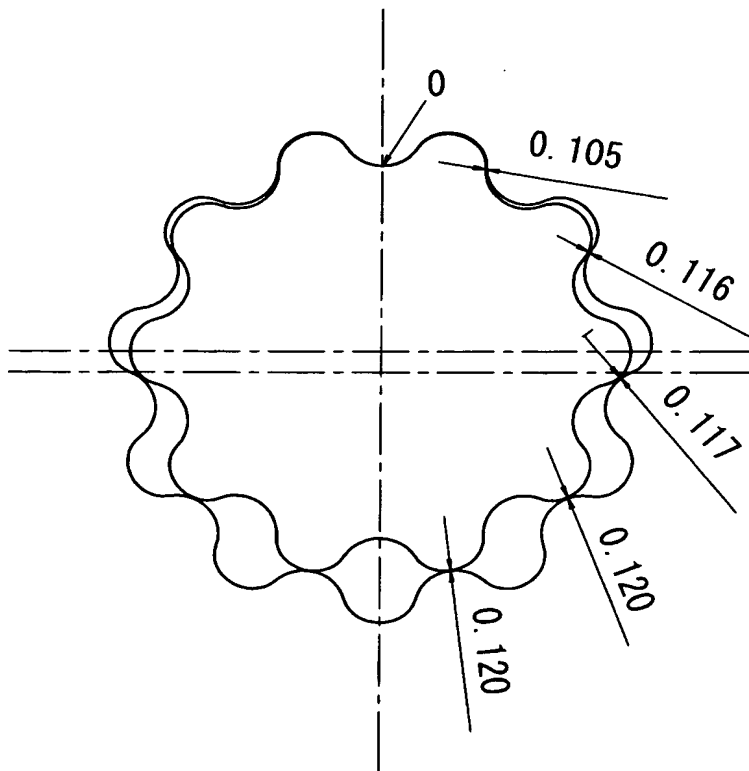
【図 5 B】



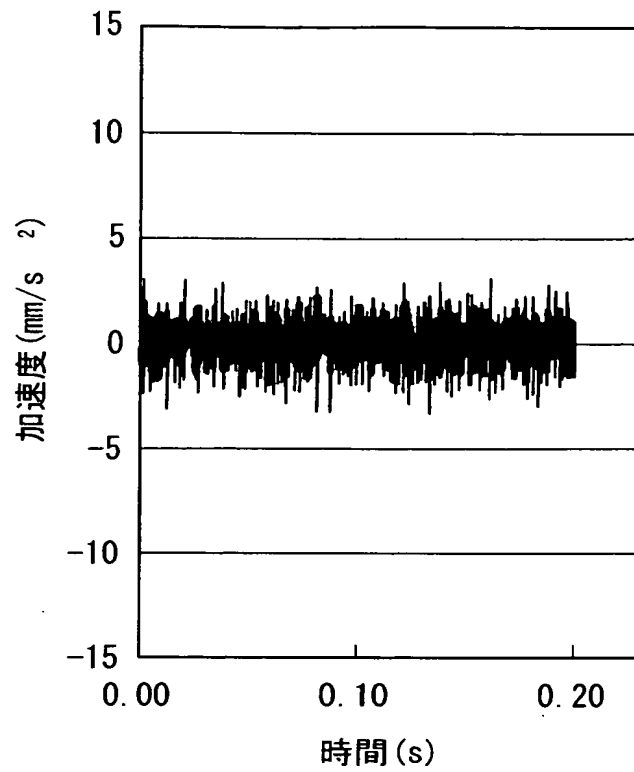
【図 6 A】



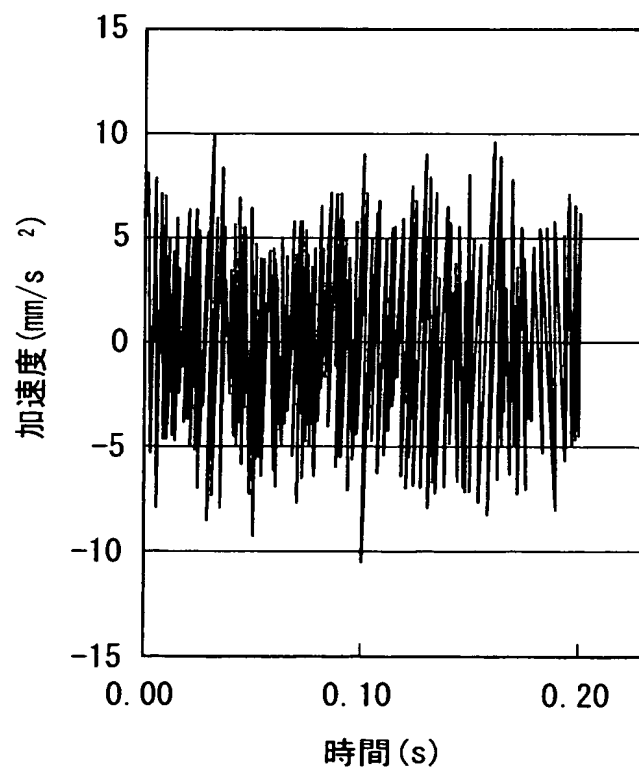
【図 6 B】



【図 7 A】

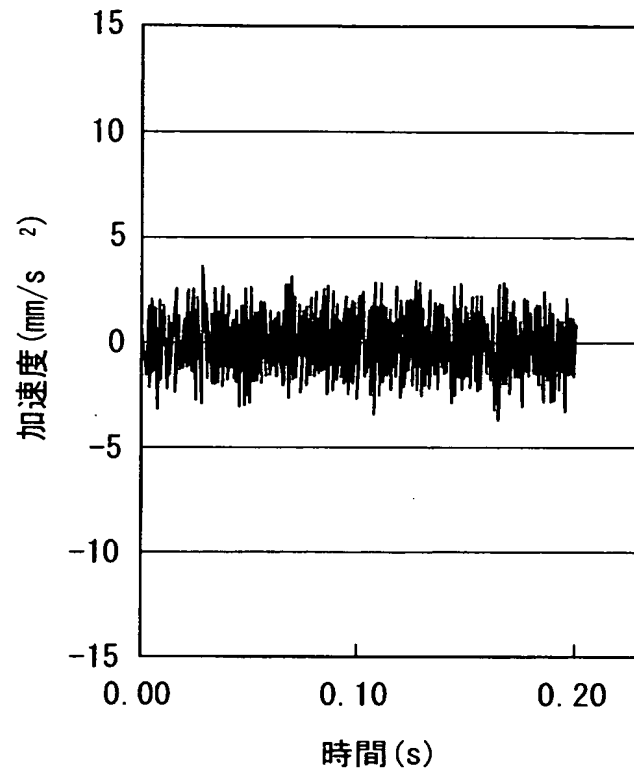


【図 7 B】

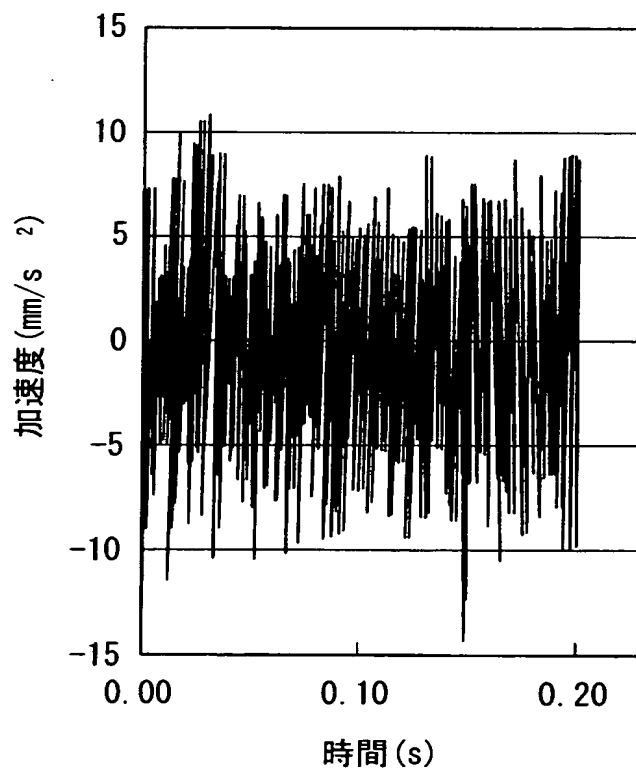


油温 : 40°C
吐出圧 : 0.3MPa
回転数 : 3000rpm

【図 8 A】

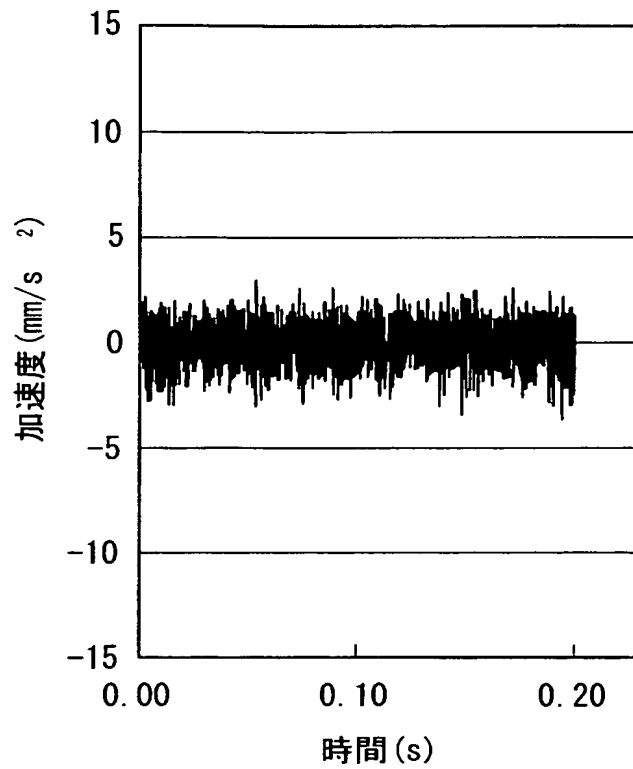


【図 8 B】

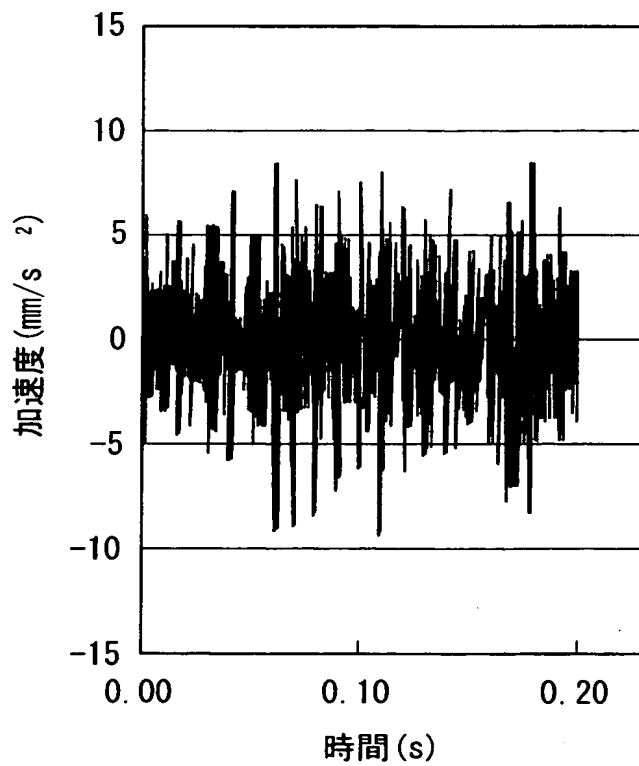


油温 : 40°C
吐出圧 : 0.4MPa
回転数 : 3000rpm

【図 9 A】

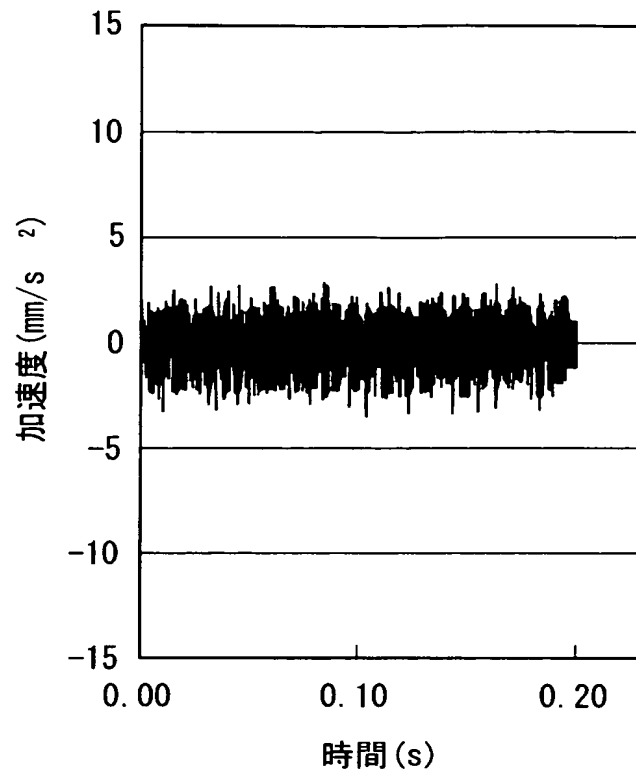


【図 9 B】

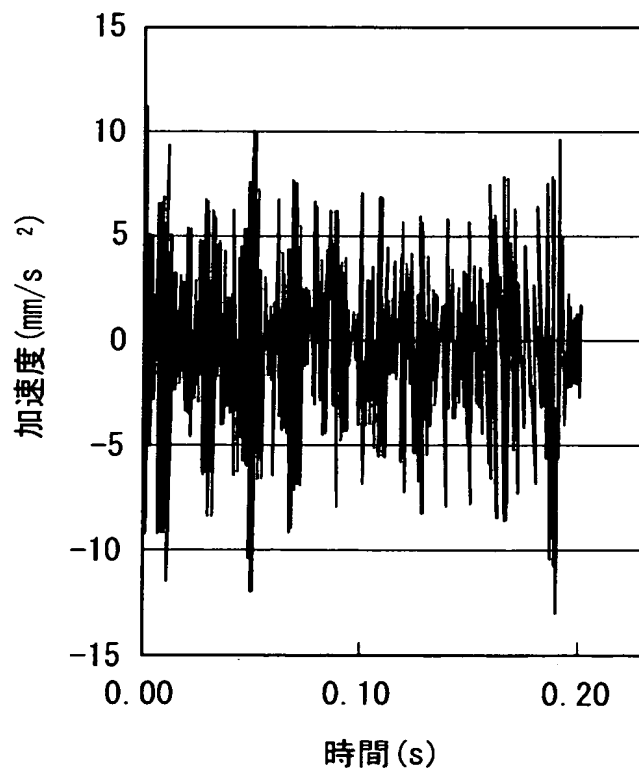


油温 : 100°C
吐出圧 : 0.3MPa
回転数 : 3000rpm

【図 10 A】

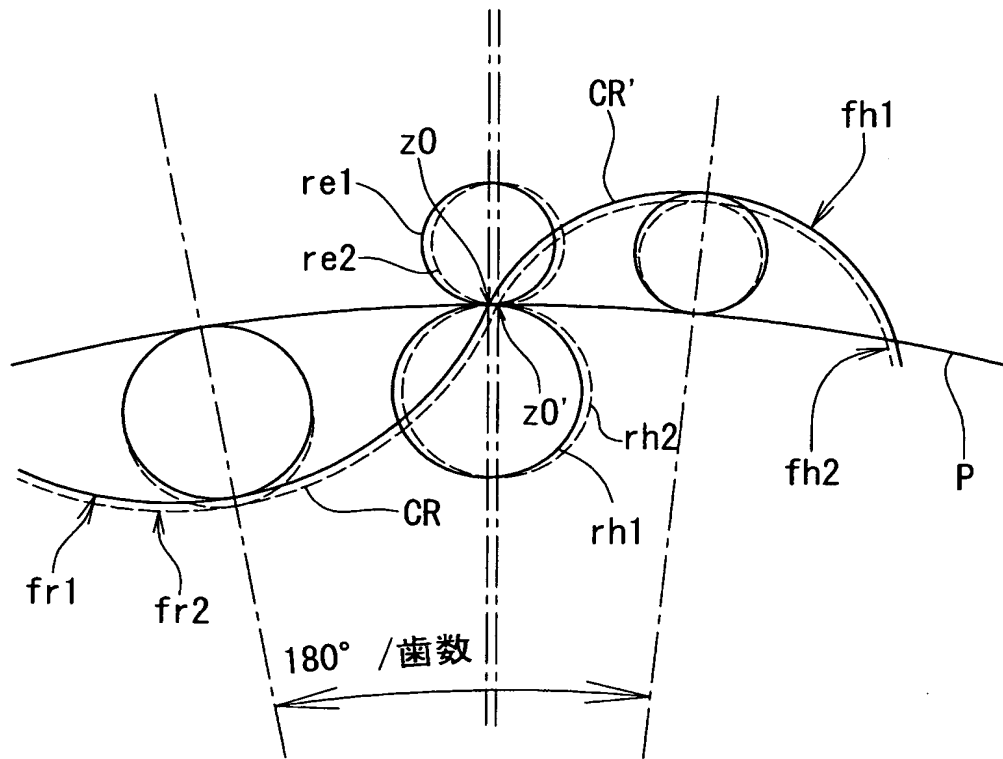


【図 10 B】

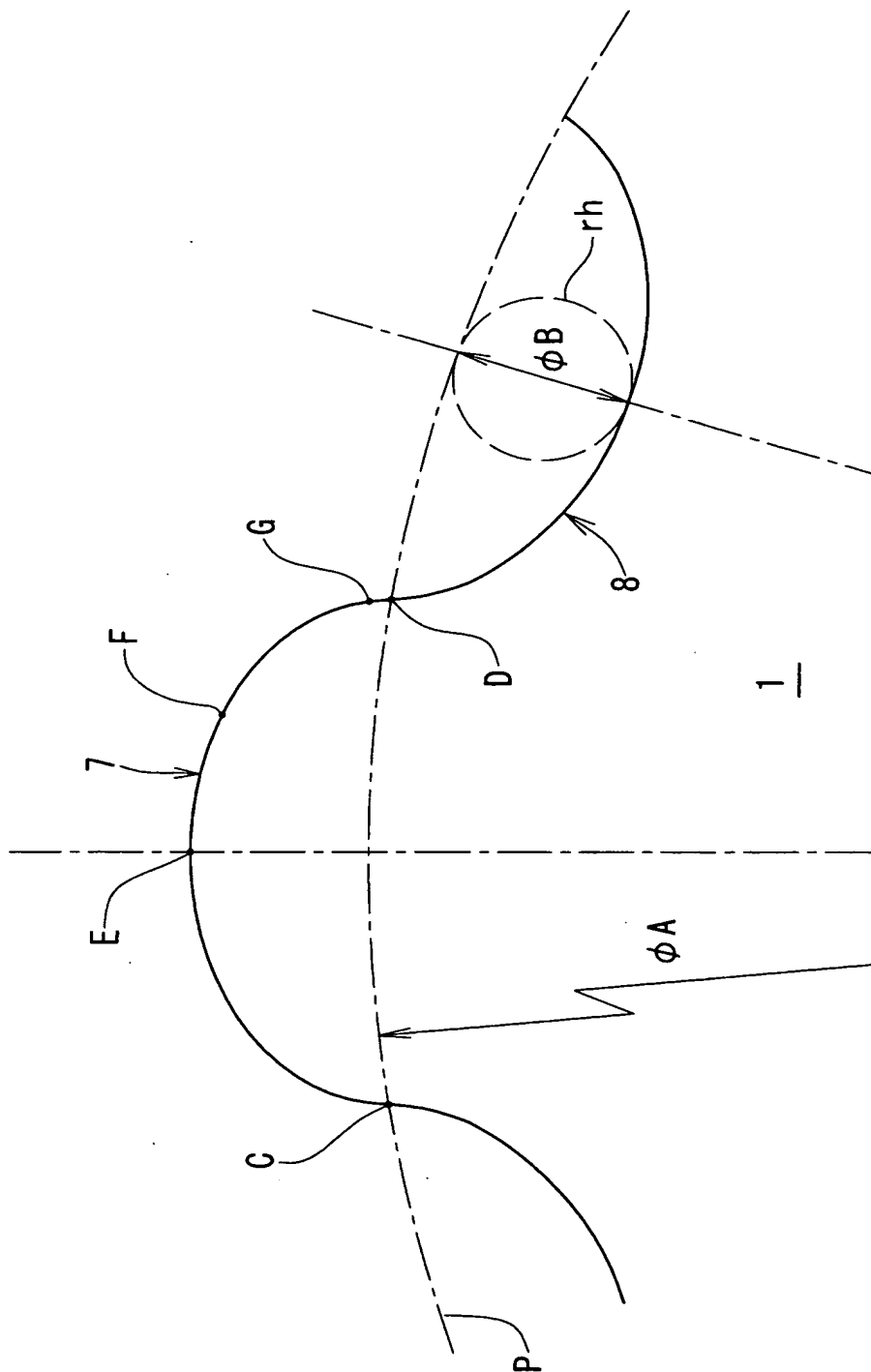


油温 : 100°C
吐出圧 : 0.4MPa
回転数 : 3000rpm

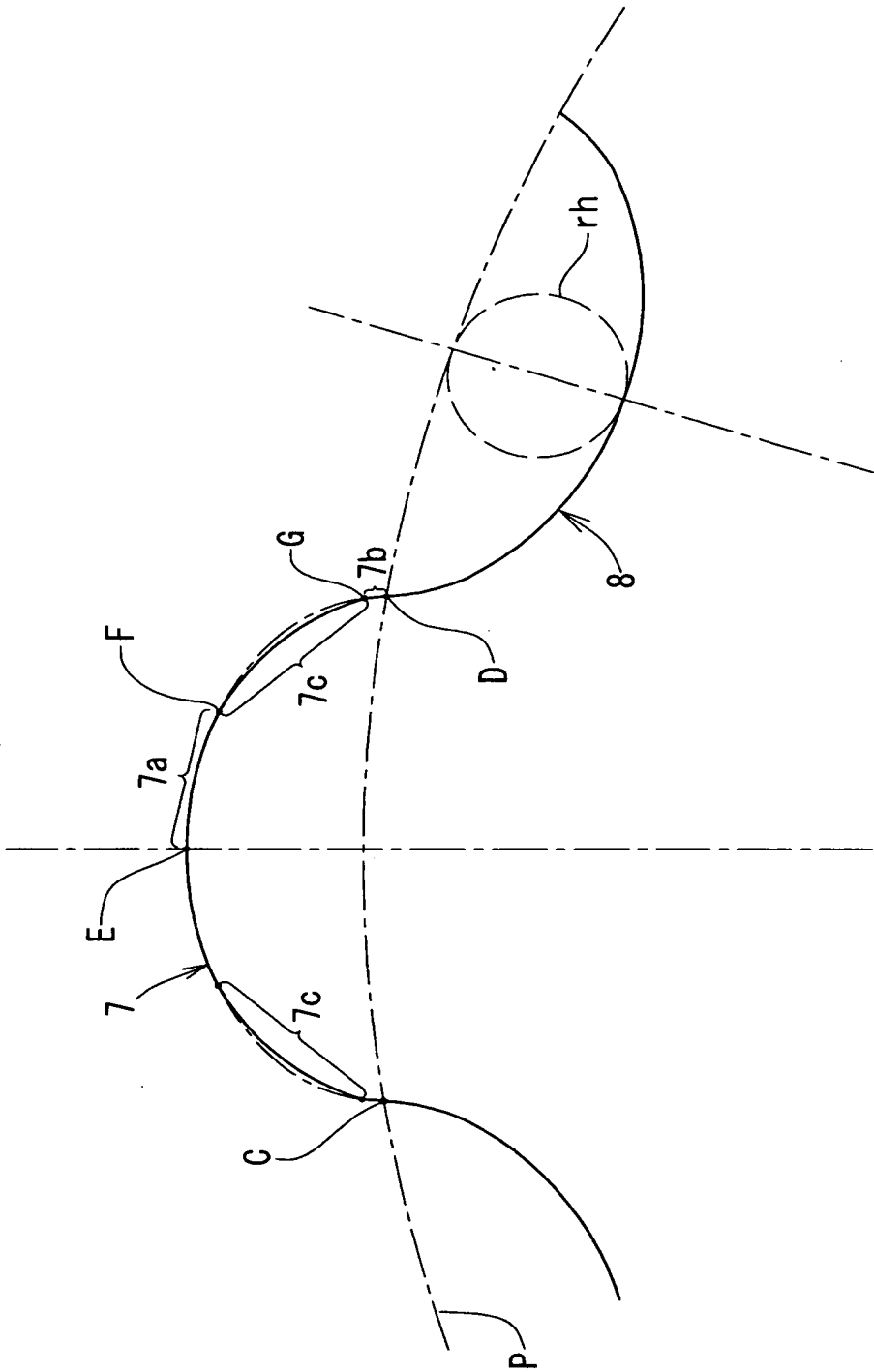
【図 11】



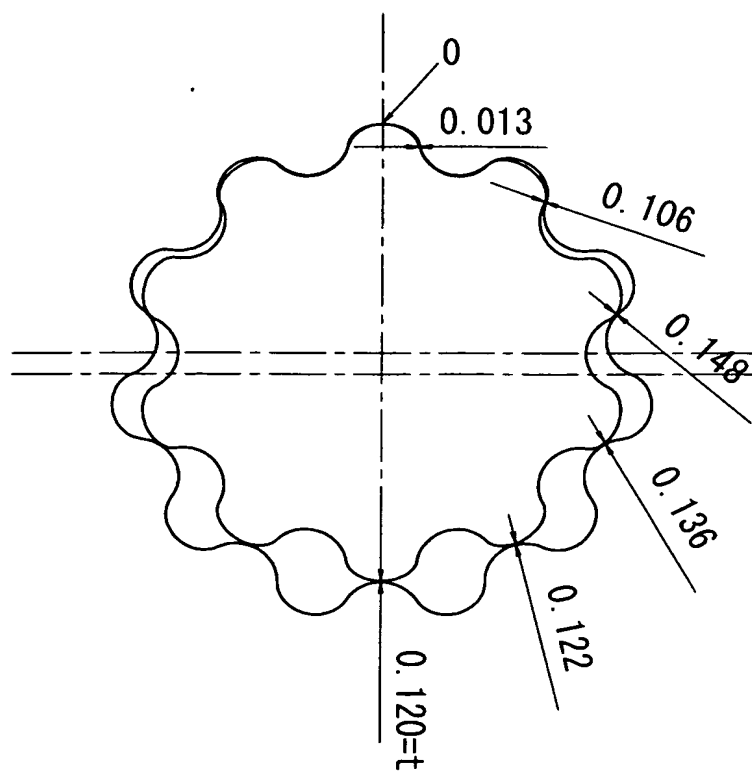
【図 12】



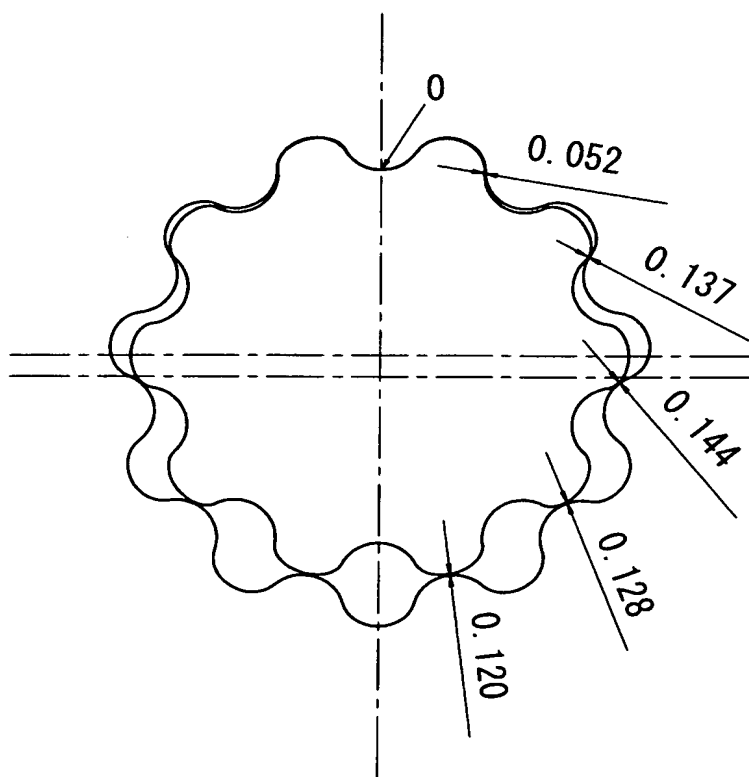
【図 14】



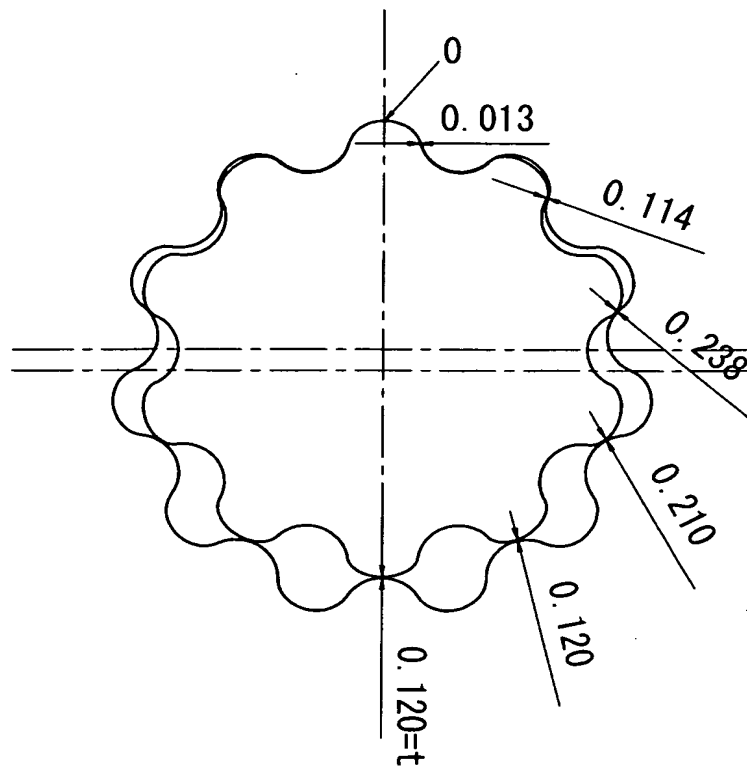
【図 15 A】



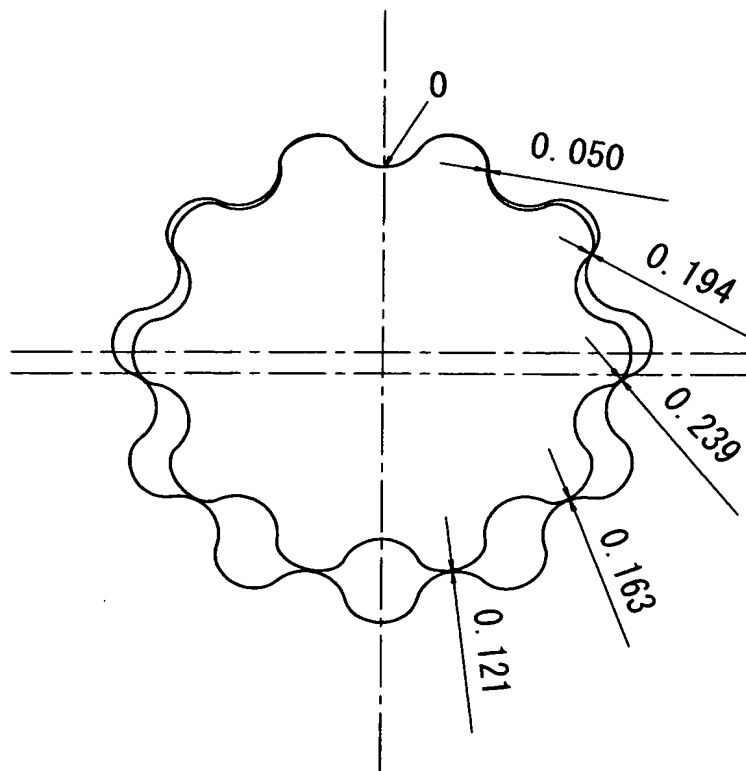
【図 15 B】



【図 16 A】



【図 16 B】



【書類名】 要約書**【要約】**

【課題】 歯先をなめらかな曲線で作られた形状、歯溝をハイポサイクロイド形状にしたインナーロータを備える内接歯車式ポンプの騒音を低減する。

【解決手段】 インナーロータ 1 の中心 O_i をアウターロータの中心 O_o 周りに、直径 $(2e + t)$ の円 S を描いて公転させ、中心 O_i がその円 S を 1 周公転する間にインナーロータ 1 を $1/n$ 回自転させ、こうして作られるインナーロータ歯形曲線群の包絡線をアウターロータの歯形となして、騒音を低減した内接歯車式ポンプである。

ここに、 e ：インナーロータの中心とアウターロータの中心の偏心量

t ：アウターロータとそれに押し付けたインナーロータとの間のロータ間隙間の最大値

n ：インナーロータの歯数

【選択図】 図 2

特願 2 0 0 4 - 0 2 4 2 0 0

出 願 人 履 歴 情 報

識別番号

[5 9 3 0 1 6 4 1 1]

1. 変更年月日

2 0 0 3 年 7 月 1 6 日

[変更理由]

住所変更

住 所

岡山県川上郡成羽町大字成羽 2 9 0 1 番地

氏 名

住友電工焼結合金株式会社